

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : **10-212911**

(43)Date of publication of application : **11.08.1998**

(51)Int.Cl.

F01L 1/34

(21)Application number : **09-107845** (71)Applicant : **TOYOTA MOTOR CORP**

(22)Date of filing : **24.04.1997** (72)Inventor : **MORIYA YOSHITO
SUGIMOTO ATSUSHI
HASEGAWA TADAO**

(30)Priority

Priority number : **08319824** Priority date : **29.11.1996** Priority country : **JP**

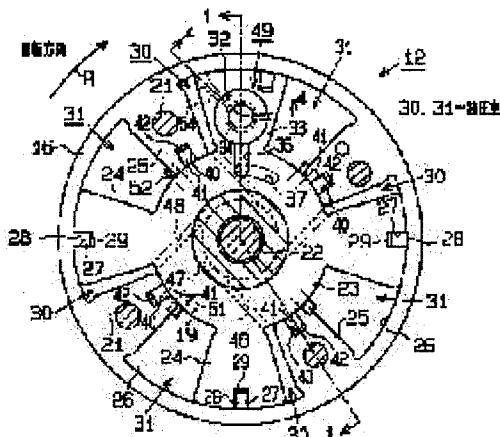
(54) VARIABLE VALVE TIMING MECHANISM OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To prevent the relative rotation of a housing and vane body by the torque change of a camshaft when a fluid pressure is dropped.

SOLUTION: A vane body 19 is provided relatively rotatably for a housing 16. First/second oil pressure rooms 30, 31 are formed on both sides of respective vanes 24 of the vane body 19. A valve timing variable mechanism (VVT) 12 rotates relatively the housing 16 and vane body 19 by an oil pressure supplied to respective oil pressure rooms 30, 31 and changes the valve timing of an intake valve. A lock mechanism 49 includes a lock pin 33 and an engagingly locking hole 34 and switches the regulation state for regulating the relative rotation between the housing 16 and the vane body 19 to the realest state for allowing this relative rotation in response to the bigness of the oil pressure of

respective oil pressure rooms 30, 31. This lock mechanism 49 is transferred to a release state when the oil pressure of respective oil pressure rooms 30, 31 reaches a pressure which can obstruct the swing of the vane body 19 by the torque change of the camshaft.



(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平10-212911

(43)公開日 平成10年(1998)8月11日

(51)Int.Cl.⁶

F 01 L 1/34

識別記号

F I

F 01 L 1/34

E

審査請求 未請求 請求項の数4 OL (全14頁)

(21)出願番号 特願平9-107845

(22)出願日 平成9年(1997)4月24日

(31)優先権主張番号 特願平8-319824

(32)優先日 平8(1996)11月29日

(33)優先権主張国 日本 (JP)

(71)出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72)発明者 守谷 嘉人

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車 株式会社内

(72)発明者 杉本 淳

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車 株式会社内

(72)発明者 長谷川 忠男

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車 株式会社内

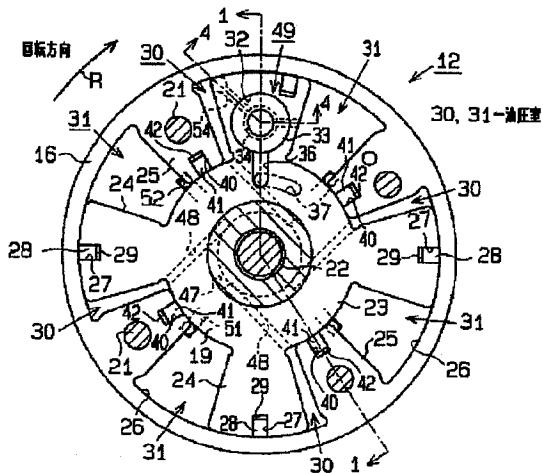
(74)代理人 弁理士 恵田 博宣

(54)【発明の名称】 内燃機関のバルブタイミング可変機構

(57)【要約】

【課題】 流体圧が低下した際に、カムシャフトのトルク変動に起因してハウジング及びベーン体が相対的に回転してしまうことを防止する。

【解決手段】 ベーン体19をハウジング16に対して相対回転可能に設ける。ベーン体19の各ベーン24の両側に第1及び第2油圧室30, 31を形成する。VV T12は、各油圧室30, 31に供給される油圧によってハウジング16及びベーン体19を相対回転させ、吸気バルブのバルブタイミングを変更する。ロック機構49は、ロックピン33と係止孔34とを含み、各油圧室30, 31の油圧の大きさに応じて、ハウジング16とベーン体19との相対回転を規制する規制状態と、同相対回転を許容する解除状態とを切り替える。このロック機構49は、各油圧室30, 31の油圧がカムシャフト11のトルク変動に起因したベーン体19の振動を阻止可能な圧力になったときに解除状態に移行する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 内燃機関の吸気バルブ及び排気バルブの少なくとも一方のバルブを開閉するカムシャフトと、前記内燃機関のクランクシャフト及び前記カムシャフトの一方で駆動連結されたハウジングと、前記ハウジングの内部に形成された収容部内に配置されるペーンを有するとともに、前記クランクシャフト及び前記カムシャフトの他方に駆動連結されたペーン体と、前記収容部内において前記ペーンの少なくとも一側に形成され、その内部に流体が供給される圧力室とを備え、前記圧力室内に供給される流体の圧力により前記収容部内で前記ペーンを位置変化させて前記ハウジング及びペーン体を相対回転させることにより、前記クランクシャフトに対する前記カムシャフトの回転位相を変更して、同カムシャフトにより開閉されるバルブのバルブタイミングを変更するようとした内燃機関のバルブタイミング可変機構において、前記圧力室内の流体圧に応じて、前記ハウジング及びペーン体の相対回転を規制する規制状態と前記ハウジング及びペーン体の相対回転を許容する解除状態を選択可能であり、前記圧力室内の流体圧が、前記カムシャフトのトルク変動に起因した前記収容部内におけるペーンの位置変動を阻止可能な所定圧以上になったときに前記解除状態に移行する相対回転規制手段を更に備えたことを特徴とする内燃機関のバルブタイミング可変機構。

【請求項2】 前記圧力室は、前記ハウジング及びペーン体の回転方向における相対的な位置関係が前記収容部の内壁に前記ペーンが当接する最変位状態となるように、その内部の流体圧によって前記ハウジング及びペーン体を相対回転させるものであり、

前記相対回転規制手段は、前記規制状態となったときに前記ハウジング及びペーン体の相対的な位置関係を前記最変位状態に保持し、且つ、前記圧力室内の流体圧が、前記カムシャフトのトルク変動に起因して前記収容部の内壁から前記ペーンが離間するように移動することを阻止可能な所定圧以上になったときに前記解除状態に移行するものであることを特徴とする請求項1記載の内燃機関のバルブタイミング可変機構。

【請求項3】 前記最変位状態は、前記カムシャフトによって開閉されるバルブのバルブタイミングが最も遅れた状態となる最遅角状態であることを特徴とする請求項2記載の内燃機関のバルブタイミング可変機構。

【請求項4】 請求項2記載の内燃機関のバルブタイミング可変機構において、

前記カムシャフトは前記排気バルブを開閉する排気カムシャフトであり、

前記収容部と前記ペーンとの間には、同ペーンを前記収容部の内壁側に常時付勢することにより、前記ハウジング及び前記ペーン体を前記排気バルブのバルブタイミングが早められるように相対回転させる付勢手段が設けられ、

更に、前記最変位状態は、前記排気バルブのバルブタイミングが最も早められた状態となる最進角状態であることを特徴とする内燃機関のバルブタイミング可変機構。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は内燃機関に設けられた吸気バルブ及び排気バルブの少なくとも一方のバルブタイミングを変更する内燃機関のバルブタイミング可変機構に係り、詳しくは、バルブタイミングの変更を規制する機構を備えた内燃機関のバルブタイミング可変機構に関する。

【0002】

【従来の技術】従来より、内燃機関の吸気バルブ又は排気バルブの開閉時期、即ちバルブタイミングを変更する装置が種々提案されている。例えば、特開平1-92504号公報には、このようなバルブタイミング可変機構（以下、「VVT」という）の一例として「弁開閉時期制御装置」が示されている。

【0003】この装置は、図10及び図11に示すように、カムシャフト101の先端側部分（図11の左側部分）に固定されたペーン体（内部ロータ）102と、同ペーン体102及びカムシャフト101に対して相対回転可能に外嵌されたタイミングブーリ103とを備えている。ペーン体102の外周部にはカムシャフト101の径方向に延びる複数のペーン105が設けられている。

【0004】また、図11に示すように、タイミングブーリ103の内周部には複数のオイル溝106が形成されており、各ペーン105は同溝106内にそれぞれ配置されている。更に、各ペーン105の両側には、ペーン体102に対して回転力を付与するための圧力室109が形成されている（図11では各ペーン105の片側に形成された圧力室109のみを示す）。

【0005】前記各圧力室109は、圧力通路120（図11では一部のみを示す）を介して切換バルブ及びオイルポンプ（いずれも図示略）に接続されており、その内部には前記ポンプから加圧された油が供給されるようになっている。

【0006】また、タイミングブーリ103の内部には径方向に延びる二つの挿入孔111, 112が形成されており、これら挿入孔111, 112内にはロックピン113, 114が摺動可能に嵌入されている。ロックピン113, 114は前記挿入孔111, 112内のスプリング115, 116によって、カムシャフト101の軸心側に向けて付勢されている。

【0007】更に、ペーン体102の外周部には、各ロックピン113, 114の前記軸心側部分が嵌入する係止穴117, 118が形成されている。この各係止穴117, 118は、前記各圧力室109内と連通されており、その内部には、オイルポンプから各圧力室109に

向けて移動する油の一部が供給されるようになっていく。

【0008】上記装置では、各係止穴117, 118のいずれかに、ロックピン113, 114の一方が嵌入されロック状態となる。そして、ロック状態となると、ベーン体102及びタイミングプーリ103の相対回転が規制され、バルブのバルブタイミングが早められた状態、或いは遅れた状態のいずれかの状態に固定される。また、バルブタイミングを変更する際には、係止穴117, 118内に供給された油の圧力によってロックピン113, 114を係止穴117, 118から押し出してロック状態を解除するとともに、前記各圧力室109の油圧を各ベーン105に作用させてベーン体102を回転させることにより、バルブタイミングを変更することができる。

【0009】

【発明が解決しようとする課題】ところで、カムシャフト101を駆動するのに要するトルクは一定ではない。即ち、この駆動トルクはカムシャフト101がバルブを開閉するのに伴い周期的に変動している。このため、上記装置のベーン体102には、同ベーン体102をカムシャフト101の回転軸回りに揺動させようとする力が常時作用している。

【0010】ここで、ロックピン113, 114の一方が係止孔117, 118に嵌入されロック状態となっている場合には、ベーン体102及びタイミングプーリ103の相対回転が規制されるため、上記のような揺動力がベーン体102に作用しても同ベーン体102が揺動してしまうことがない。また、ロックピン113, 114と係止孔117, 118とのロック状態が解除されている場合でも、圧力室109に供給される油の圧力が十分に大きければ、その油圧によってベーン体102の揺動が抑えられるため、やはりベーン体102が揺動してしまうことがない。

【0011】しかしながら、例えば、エンジンの始動時や停止時のように、オイルポンプの油の吐出量が少なくなる場合には、圧力室109内における油の圧力が小さくなる。このような場合に、ロックピン113, 114と係止孔117, 118とのロック状態が解除されないと、カムシャフト101のトルク変動に起因したベーン体102の揺動が発生するおそれがある。

【0012】そして、このような揺動が発生すると、カムシャフト101によるバルブの開閉時期が変動するため、バルブタイミング制御における制御性が悪化したり、或いは、ベーン体102のベーン105がオイル溝106の内壁に周期的に衝突して異音が発生するという問題が生じる。

【0013】本発明は上記実情に鑑みてなされたものであり、その目的は、ハウジング及びベーン体を流体圧を利用して相対回転させることにより、カムシャフトによ

って開閉されるバルブのバルブタイミングを変更するようにした内燃機関のバルブタイミング可変機構において、流体圧が低下した際に、カムシャフトのトルク変動に起因してハウジング及びベーン体が相対的に回転してしまうことを防止することにある。

【0014】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するために、請求項1記載の発明は、内燃機関の吸気バルブ及び排気バルブの少なくとも一方のバルブを開閉するカムシャフトと、内燃機関のクランクシャフト及びカムシャフトの一方で駆動連結されたハウジングと、ハウジングの内部に形成された収容部内に配置されるベーンを有するともに、クランクシャフト及びカムシャフトの他方に駆動連結されたベーン体と、収容部内においてベーンの少なくとも一側に形成され、その内部に流体が供給される圧力室とを備え、圧力室内に供給される流体の圧力により収容部内でベーンを位置変化させてハウジング及びベーン体を相対回転させることにより、クランクシャフトに対するカムシャフトの回転位相を変更して、同カムシャフトにより開閉されるバルブのバルブタイミングを変更するようにした内燃機関のバルブタイミング可変機構において、圧力室内の流体圧に応じて、ハウジング及びベーン体の相対回転を規制する規制状態とハウジング及びベーン体の相対回転を許容する解除状態とを選択可能であり、圧力室内の流体圧が、カムシャフトのトルク変動に起因した収容部内におけるベーンの位置変動を阻止可能な所定圧以上になったときに解除状態に移行する相対回転規制手段を更に備えたことをその趣旨とする。

【0015】上記構成によれば、カムシャフトのトルク変動に起因した収容部内におけるベーンの位置変動を圧力室内の流体圧により阻止することができない場合には、相対回転規制手段が規制状態となってハウジング及びベーン体の相対回転が規制される。

【0016】一方、相対回転規制手段がハウジング及びベーン体の相対回転を許容する解除状態となった場合には、圧力室の流体圧によってカムシャフトのトルク変動に起因した収容部内におけるベーンの位置変動が阻止される。

【0017】上記目的を達成するために、請求項2記載

の発明は、請求項1に記載した内燃機関のバルブタイミング可変機構において、圧力室は、ハウジング及びベーン体の回転方向における相対的な位置関係が収容部の内壁にベーンが当接する最変位状態となるように、その内部の流体圧によってハウジング及びベーン体を相対回転させるものであり、相対回転規制手段は、規制状態となったときにハウジング及びベーン体の相対的な位置関係を上記最変位状態に保持し、且つ、圧力室内の流体圧が、カムシャフトのトルク変動に起因して収容部の内壁からベーンが離間するように移動することを阻止可能な所定圧以上になったときに前記解除状態に移行するもの

であることをその趣旨とする。

【0018】上記構成において、相対回転規制手段が規制状態となったときには、ハウジング及びベーン体の回転方向における相対的な位置関係が、収容部の内壁にベーンが当接する最変位状態、即ち、バルブのバルブタイミングが最も早められた最進角状態又は同バルブタイミングが最も遅らせられた最遅角状態のいずれかに保持される。このため、相対回転規制手段が規制状態から解除状態に移行してハウジング及びベーン体の相対回転が許容されるようになっても、両者はベーンが収容部の内壁から離間する方向にしか相対回転することができない。

【0019】ここで、上記構成にあっては、相対回転規制手段が解除状態に移行していれば圧力室の流体圧は所定圧以上にまで増加しているため、カムシャフトのトルク変動に起因して、ベーンが収容部の内壁から離間する方向に移動してしまうことがない。

【0020】従って、上記構成によれば、請求項1に記載した発明の作用に加えて、相対回転規制手段が規制状態から解除状態に移行した場合には、カムシャフトのトルク変動に起因した収容部内におけるベーンの位置変動が、同収容部の内壁に対する同ベーンの当接、及び圧力室の流体圧によって阻止される。

【0021】上記目的を達成するために、請求項3記載の発明は、請求項2に記載した内燃機関のバルブタイミング可変機構において、前記最変位状態は、カムシャフトによって開閉されるバルブのバルブタイミングが最も遅れた状態となる最遅角状態であることをその趣旨とする。

【0022】ハウジング及びベーン体には、カムシャフトの駆動トルクによって両者の位置関係を最遅角状態とさせる回転力が常時作用している。従って、上記構成によれば、請求項2記載の発明の作用に加えて、圧力室に供給される流体圧が低下して同流体圧により収容部内におけるベーンの位置を制御できなくなった場合には、ハウジング及びベーン体はその回転力により最遅角状態となるように相対回転する。そして、ハウジング及びベーン体の位置関係が最遅角状態に達すると、相対回転規制手段が規制状態となって両者の相対回転が規制される。

【0023】上記目的を達成するために、請求項4記載の発明は、請求項2に記載した内燃機関のバルブタイミング可変機構において、ハウジング或いはベーン体に駆動連結されたカムシャフトは、排気バルブを開閉する排気カムシャフトであり、収容部とベーンとの間には、同ベーンを収容部の内壁側に常時付勢することにより、ハウジング及びベーン体を排気バルブのバルブタイミングが早められるように相対回転させる付勢手段が設けられ、更に、最変位状態は、排気バルブのバルブタイミングが最も早められた状態となる最進角状態であることその趣旨とする。

【0024】例えば、内燃機関の停止に伴って圧力室に

供給される流体圧が低下した場合には、前述したように、ハウジング及びベーン体は排気カムシャフトの駆動トルクによる回転力の作用によって最遅角状態となるよう相対回転しようとする。しかしながら、上記構成によれば、付勢手段により、排気バルブのバルブタイミングが早められる側にハウジング及びベーン体が上記回転力に抗して相対回転させられる。そして、ハウジング及びベーン体の位置関係が最進角状態となると、相対回転規制手段が規制状態となって両者の相対回転が規制される。

【0025】従って、上記構成によれば、請求項2に記載した発明の作用に加えて、内燃機関の停止に伴って排気バルブのバルブタイミングが最進角状態に保持されるため、同機関の再始動は、吸気バルブ及び排気バルブの両バルブがともに開弁している期間、即ち、バルブオーバラップが短縮された状態で行われるようになる。

【0026】

【発明の実施の形態】

【第1の実施形態】以下、この発明に係る内燃機関のバルブタイミング可変機構を具体化した第1の実施形態について図面を参照して説明する。この実施形態では、ガソリンエンジンの吸気側カムシャフト11に対して設けられたバルブタイミング可変機構（以下、「VVT」と略記する）12について例示する。まず、図2を参照して内燃機関の弁駆動系の概略構成を説明する。本実施形態においては図2における左側を吸気カムシャフト11及び排気カムシャフト70の先端側、右側を各カムシャフト11、70の基端側とする。

【0027】吸気カムシャフト11及び排気カムシャフト70はシリンダヘッド14において回転可能に支持されている。これらカムシャフト11、70は複数のカム75、76を有しており、このカム75、76の下方には吸気バルブ77及び排気バルブ78がそれぞれ配置されている。排気カムシャフト70の先端側には駆動ギア74が設けられており、同ギア74は吸気カムシャフト11の先端側に設けられた被動ギア17に噛合されている。排気カムシャフト70の基端側にはブーリ71が設けられ、同ブーリ71はタイミングベルト72を介してクランクシャフト（図示略）に駆動連絡されている。

【0028】クランクシャフトが回転されることにより、その回転力はタイミングベルト72を介してブーリ71に伝達され、排気カムシャフト70が回転される。更に、排気カムシャフト70の回転力はギア74、17を介して吸気カムシャフト11に伝達され、同カムシャフト11が回転される。このように、両カムシャフト11、70が回転されることにより、吸気バルブ77及び排気バルブ78がカム75、76により開閉される。

【0029】VVT12は、吸気カムシャフト11の先端に設けられている。図1に示すように、吸気側カムシャフト（以下、単に「カムシャフト」という）11の先

端側部分にはジャーナル11aが形成されている。このジャーナル11aは、シリンドヘッド14及びペアリングキャップ15によって回転可能に支持されている。カムシャフト11の先端部分には、前記被動ギア17が同カムシャフト11に対して相対回転可能に装着されている。この被動ギア17の外周には、複数の外歯17aが形成されており、この外歯17aは前記駆動ギア74の外周に形成された外歯74aに噛合されている。

【0030】被動ギア17の先端側には、順に側板18、ハウジング16及びカバー20が配置されており、これら各部材18、16、20はボルト21により被動ギア17に固定されている。従って、側板18、ハウジング16及びカバー20は同被動ギア17とともに一体的に回転する。

【0031】側板18、ハウジング16及びカバー20により包囲された空間内にはベーン体19が配設されている。ベーン体19はカムシャフト11の先端面にボルト22により装着され、更にノックピン(図示略)によりカムシャフト11に対して回り止められている。従って、ベーン体19はカムシャフト11とともに一体的に回転する。

【0032】図3は、図1の3-3線に沿った断面図である。同図に示すように、ベーン体19は、その中央部に位置する円筒状のボス23と、同ボス23を中心にして十字形状に延設された4つのベーン24とを備える。ハウジング16は、その内周面において、内周側に延設された4つの凸部25を有する。各凸部25の間にそれぞれ形成された4つの凹部26は、各ベーン24を収容している。各ベーン24の外周面は各凹部26の内周面に接し、各凸部25の先端面はボス23の外周面に接している。

【0033】各凹部26の内部は、ベーン24及びボス23により2つの空間に区画されており、被動ギア17の回転方向(図3において矢印Rで示す)における各ベーン24の両側には、それぞれ第1油圧室30及び第2油圧室31が形成されている。被動ギア17の回転方向と逆方向(以下、この方向を本実施形態における「遅角方向」と定義する)の側に位置する第1油圧室30には、吸気バルブ77のバルブタイミングを早める際に油が供給される。回転方向と同方向(以下、この方向を本実施形態における「進角方向」と定義する)の側に位置する第2油圧室31には、同バルブタイミングを遅らせる際に油が供給される。

【0034】各ベーン24及び各凸部25はその先端にそれぞれ溝27、40を有する。各ベーン24の溝27内には、シールプレート28と、同プレート28をハウジング16の内周面に向けて付勢する板バネ29とが配設されている。同様に、各凸部25の溝40内には、シールプレート41と、同プレート41をボス23の外周面に向けて付勢する板バネ42とが配設されている。こ

れら各プレート28、41により各油圧室30、31間における油の移動が規制され、両室30、31の気密性が保たれている。

【0035】また、図1に示すように、ベーン24の1つには、カムシャフト11の軸方向に延びる段付きの貫通孔32が形成されている。貫通孔32内には、ロックピン33が軸方向(図1の左右方向)に移動可能に収納されている。このロックピン33は、その先端側に拡径部33bと、その内部に先端側が開放された収容穴33aとを有する。この収容穴33a内には、両端がカバー20及び同収容穴33aの底部に当接されたスプリング35が設けられている。このスプリング35はロックピン33を係止孔34側へ常時付勢している。

【0036】また、側板18には、ロックピン33の基端側部分が嵌入可能な係止孔34が形成されている。この係止孔34は、ベーン体19がハウジング16に対して最も遅角方向に相対回転し、各ベーン24が凸部25に当接した位置(以下、この位置を「最遅角位置」という)に配置された場合に、ロックピン33が嵌入可能な位置に形成されている。

【0037】図4は図1の4-4線に沿った断面図である。図4に示すように、被動ギア17の先端面において前記係止孔34と対向する部分には油穴43が形成されている。また、係止孔34の内周壁にはこの油穴43と連通する油溝55が形成されている。図1及び図4に示すように、この油溝55は、ベーン24の基端面に形成された油路54を介して第1油圧室30に接続されている。

【0038】従って、図4に示すように係止孔34内にロックピン33が嵌入された場合にあっては、第1油圧室30に供給される油の一部が油路54及び油溝55を介して油穴43に導入される。また、図5に示すように、係止孔34内にロックピン33が嵌入されていない場合にあっては、第1油圧室30に供給される油の一部は油路54及び油溝55を介して係止孔34及び油穴43に導入される。

【0039】また、ロックピン33の基端面(図4及び図5における右側面)は第1受圧面33cを構成している。この第1受圧面33cに係止孔34あるいは油穴43に導入された油の圧力が作用することにより、ロックピン33は先端側に向けて付勢される。

【0040】一方、貫通孔32の内部においてロックピン33の拡径部33bより基端側の部分には、環状の油空間13が形成されている。この油空間13は油路59を介して第2油圧室31と連通されている。

【0041】従って、第2油圧室31に供給される油の一部は油路59を介して油空間13に導入される。また、前記拡径部33bの基端面は第2受圧面33dを構成しており、この第2受圧面33dに油空間13に導入された油の圧力が作用することにより、ロックピン33

は先端側に向けて付勢される。

【0042】また、図1に示すように、ベーン体19の先端面には油溝36が形成されており、この油溝36は貫通孔32の先端側部分と接続されている。更に、カバー20には長孔37が形成されており、この長孔37によって油溝36とカバー20の外部とが連通されている。従って、貫通孔32においてロックピン33より先端側にある空間32aは、油溝36及び長孔37を介してカバー20の外部に開放されている。

【0043】本実施形態においては、このロックピン33、係止孔34、スプリング35、油穴43、及び油空間13等により、ハウジング16とベーン体19との相対回転を規制するためのロック機構49が構成されている。

【0044】このロック機構49において、スプリング35の付勢力が、第1受圧面33c或いは第2受圧面33dに作用する油圧に基づく付勢力を上回った場合、図4に示すように、ロックピン33はその基端側部分が係止孔34に嵌入され、同機構49が規制状態となる。このように、ロック機構49が規制状態となることにより、回転方向におけるハウジング16に対するベーン体19の位置が固定される。従って、ハウジング16及びベーン体19の相対回転が規制され、カムシャフト11と被動ギア17とが一体的に回転するようになる。

【0045】これに対して、第1受圧面33c或いは第2受圧面33dに作用する油圧に基づく付勢力が、スプリング35の付勢力を上回った場合、図5に示すように、ロックピン33は係止孔34から押し出されて貫通孔32の内部に収納され、ロック機構49が解除状態となる。このように、ロック機構49が解除状態となることにより、ハウジング16及びベーン体19の相対回転が許容される。

【0046】また、上記のように、前述した貫通孔32の先端側に形成される空間32aはカバー20の外部と連通されているため、ロックピン33の移動に伴い同空間32aの容積が変化しても、その空間32a内の空気圧によって同ロックピン33の移動が阻害されることはない。更に、この空間32a内には油空間13から漏出した微量の油が流入する場合があるが、この油は油溝36及び長孔37を介してカバー20の外部に排出される。このため、空間32a内に流入した油によりロックピン33の移動が阻害されることもない。

【0047】次に、第1油圧室30及び各第2油圧室31に対して油の給排を行うための油給排構造について図1を参照して説明する。シリンダヘッド14の内部には、一对の供給通路38、39が形成されている。これら各通路38、39は、オイルコントロールバルブ(図示略、以下、「OCV」という)を介してオイルポンプ(図示略)に接続されている。オイルポンプは、エンジンのクランクシャフトによって駆動されることにより、

オイルパン(図示略)内の油を吸引し、その油をOCVを介して前記各供給通路38、39に対して選択的に圧送する。

【0048】シリンダヘッド14の先端側に形成された供給通路38は、ジャーナル11aの全周に形成された油溝44、ジャーナル11aの内部に形成された油孔45を介して、カムシャフト11の内部に形成された油通路46に通じている。ベーン体19の基端面において前記ボルトの周囲には環状空間47が形成されており、前記油通路46の先端側は、この環状空間47に開口している。

【0049】更に、ボス23の内部には、放射状に延びる4つの油孔48が形成されている。これら各油孔48は、環状空間47と各第1油圧室30とを連通している。これら供給通路38、油溝44、油孔45、油通路46、環状空間47、及び各油孔48により第1油路80が構成されている。前述したOCVがエンジンの電子制御装置により制御されることにより、オイルポンプから吐出された油が第1油路80を通じて第1油圧室30に供給され、或いは同第1油圧室30の油が第1油路80を通じてオイルパンに排出される。

【0050】一方、シリンダヘッド14の基端側に形成された供給通路39は、ジャーナル11aの全周に形成された油溝50に接続されている。また、カムシャフト11の内部には油通路57が形成されており、同通路57の基端側部分は、同じくカムシャフト11内に形成された油孔56を介して前記油溝50に連通されている。カムシャフト11の先端側外周面において被動ギア17が装着された部分には、その全周にわたり油溝58が形成されている。この油溝58には、カムシャフト11の内部に形成された油孔53を介して油通路57の先端側部分が接続されている。

【0051】更に、被動ギア17の中央部分には、放射状に延びる4つの扇状溝51が形成されており、これら各溝51は前記油溝58に接続されている。また、側板18には、図3に示すように各凸部25の側面近傍にて開口する4つの油孔52が形成されており、この油孔52により扇状溝51と第2油圧室31とが連通されている。

【0052】これら供給通路39、油溝50、油孔56、油通路57、油孔53、油溝58、扇状溝51、及び油孔52により第2油路81が構成されている。OCVが電子制御装置により制御されることにより、オイルポンプから吐出された油が、この第2油路81を通じて第2油圧室31に供給され、或いは同第2油圧室31の油が第2油路81を通じてオイルパンに排出される。

【0053】次に、エンジンの始動が完了して、オイルポンプからの油の吐出量が十分に大きくなった場合における吸気バルブ77のバルブタイミング変更動作について説明する。

【0054】まず、吸気バルブ77のバルブタイミングを早める場合について説明する。この場合には、OCVが制御されることによって、第1油路80はオイルポンプに接続され、第2油路81はオイルパンに接続される。従って、第1油圧室30には第1油路80を介して油が供給される一方で、第2油圧室31の油は第2油路81を介してオイルパンに排出される。

【0055】また、ロックピン33の第1受圧面33cには第1油圧室30と等しい油圧が作用しており、この油圧に基づく付勢力によって、同ピン33は貫通孔32内に収納された状態に保持されている（図5参照）。従って、ロック機構49は解除状態となっている。

【0056】このように、第1油圧室30に油が供給されるとともに、第2油圧室31の油が排出されることにより、第1油圧室30内の油圧は第2油圧室31内の油圧に対して相対的に大きくなる。その結果、各ペーン24が第1油圧室30の油圧により付勢され、ペーン体19はハウジング16に対して前記進角方向に相対回転する。そして、このペーン体18とともにカムシャフト11が相対回転することによって、吸気バルブ77のバルブタイミングが進められる。

【0057】また、ペーン体19が進角方向に更に相対回転すると、同ペーン体19は各ペーン24が凸部25に当接した位置（以下、この位置を「最進角位置」という）に達する。このように、ペーン体19の位置が最進角位置に達すると、吸気バルブ77のバルブタイミングは最も進められた状態となる。

【0058】次に、吸気バルブ77のバルブタイミングを遅らせる場合について説明する。この場合には、OCVが制御されることによって、第2油路81はオイルポンプに接続され、第1油路80はオイルパンに接続される。従って、第2油圧室31には第2油路81を介して油が供給される一方で、第1油圧室30の油は第1油路80を介してオイルパンに排出される。

【0059】また、ロックピン33の第2受圧面33dには第2油圧室31と等しい油圧が作用しており、この油圧に基づく付勢力によって、同ピン33は貫通孔32内に収納された状態に保持されている（図5参照）。従って、ロック機構49は解除状態となっている。

【0060】このように、第2油圧室31に油が供給され、第1油圧室30の油が排出されることにより、第2油圧室31内の油圧は第1油圧室30内の油圧に対して相対的に大きくなる。その結果、各ペーン24が第2油圧室31の油圧により付勢され、ペーン体19はハウジング16に対して前記遅角方向に相対回転する。そして、このペーン体18とともにカムシャフト11が相対回転することによって、吸気バルブ77のバルブタイミングが遅らせられる。

【0061】また、ペーン体19が遅角方向に更に相対回転すると、同ペーン体19は前述した最遅角位置に達

し、吸気バルブ77のバルブタイミングが最も遅れた状態となる。尚、このようにペーン体19が最遅角位置に達しても、第2受圧面33dには十分に大きな油圧が作用しているため、ロックピン33は係止孔34に嵌入することはない。

【0062】上記のように、吸気バルブ77のバルブタイミングを変更している状態から、その変更を停止して、バルブタイミングを所定のタイミングに保持する場合について説明する。

【0063】この場合、OCVが制御されることによって、第1油路80及び第2油路81と、オイルポンプ及びオイルパンとの連通がいずれも遮断される。従って、各油路80, 81を通じて行われていた各油圧室30, 31への油の供給、及び各油圧室30, 31からの油の排出が停止される。その結果、各油圧室30, 31内の油圧は等しくなり、ペーン体19の相対回転は停止する。このため、吸気バルブ77のバルブタイミングは現状のタイミングに保持される。

【0064】このように、本実施形態のVVT12によれば、吸気バルブ77のバルブタイミングを進角側或いは遅角側に連続的に変更するとともに、所望のバルブタイミングに保持することができる。

【0065】ところで、カムシャフト11を駆動するために要するトルクは、一定ではなく、吸気バルブ77の開閉駆動に基づいて変動している。即ち、図6に示すように、このトルクは、カムシャフト11が吸気バルブ77を開弁する際に生じる正トルク側（同図の+側）のピーク値PK1と、同バルブ77を閉弁する際に生じる負トルク側（同図の-側）のピーク値PK2との間で周期的に変動している。ここで、正トルクとは、カムシャフト11を遅角方向に回転させるように作用するトルクであり、負トルクとは、同シャフト11を進角方向に回転させるように作用するトルクである。

【0066】また、同図に示すように、この駆動トルクにおける正トルク側のピーク値PK1は負トルク側のピーク値PK2よりも大きい。このため、駆動トルクの平均値は同図に二点鎖線で示すように正トルク側に存在している。従って、この駆動トルクは、平均的にカムシャフト11を遅角方向に回転させるよう作用している。

【0067】このようにカムシャフト11の駆動トルクが変動していることから、例えば、エンジンの運転を停止させる場合のように、各油圧室30, 31の油圧が減少して、その油圧によってペーン24が保持されなくなった場合には、ペーン体19は以下に説明するような挙動を示すことが考えられる。以下、このペーン体19の挙動について説明する。

【0068】本実施形態において、エンジンの運転が停止される場合、OCVが制御されることによって、第2油路81はオイルポンプに接続され、第1油路80はオイルパンに接続された状態に保持される。従って、ペー

ン体19は第1油圧室30に対し相対的に増大した第2油圧室31の油圧により遅角方向に相対回転する。更に、ペーン体19は、この第2油圧室31の油圧に加えて、カムシャフト11の駆動トルクによっても遅角方向に相対回転する。このようにペーン体19が遅角方向に相対回転して最遅角位置に達すると、吸気バルブ77のバルブタイミングは最も遅れた状態となる。

【0069】ここで、第2油圧室31の油圧が十分大きければ、その油圧により各ペーン24が凸部25に当接した状態で固定されるため、ペーン体19はカムシャフト11におけるトルク変動の影響を受けることなく最遅角位置に保持される。

【0070】しかしながら、エンジンの運転を停止する際には、エンジンの回転速度、即ち、クランクシャフトの回転速度の減少に伴い、オイルポンプから吐出される油の量が急激に減少する。このため、その吐出量の減少に伴って第2油圧室31内における油圧も徐々に減少する。そして、第2油圧室31の油圧が所定圧以下にまで減少すると、カムシャフト11の駆動トルクが負トルク(図6参照)となったときに、同油圧室31の油圧によりペーン体19の相対回転を規制することができず、同ペーン体19は一時的に進角方向に相対回転する。

【0071】一方、カムシャフト11の駆動トルクが負トルクから正トルクに反転すると、上記のように進角方向に相対回転したペーン体19は、再び遅角方向に相対回転して最遅角位置に戻される。

【0072】即ち、カムシャフト11における駆動トルクの変動に同期してペーン体19の回転方向における位*

$$P_{K2} < N \cdot P_{B2} \cdot S_{B2} \cdot (R_1 + R_2)/2 \quad \dots (1)$$

上式(1)において、右辺は第2油圧室31の油圧によりペーン体24に対して遅角方向に作用するトルクである。また、上式(1)において、「N」はペーン体19に設けられたペーン24の数(本実施形態では「N=4」)であり、「S_{B2}」はペーン24の第2油圧室31に面する側面の面積である。また、「R_1」はペーン体24の中心(カムシャフト11の回転中心)からペーン24の外周面までの長さであり、「R_2」は同中心か※

$$F_1/S_{A2} > 2 \cdot P_{K2}/[N \cdot S_{B2} \cdot (R_1 + R_2)] \quad \dots (2)$$

本実施形態では、上式(2)を満たすように、第2受圧面33dの面積S_{A2}及びスプリング35の付勢力F1を設定するようしている。従って、エンジンの運転を停止させる際に、ペーン体19が最遅角位置に達するとともに、第2油圧室31内の油圧がペーン24の揺動を阻止することができない大きさにまで減少した場合には、確実にロックピン33が係止孔34に嵌入してロック機構49が規制状態となる。その結果、ハウジング16とペーン体19との相対回転が規制される。

【0080】従って、本実施形態によれば、エンジンの停止時のように、第2油圧室31内の油圧が減少した場合には、ロック機構49を規制状態とすることによりベ

*置が変動し、各ペーン24は凹部26内で揺動するようになる。その結果、カムシャフト11の回転が完全に停止するまでの過渡的な現象ではあるものの、ペーン24と凸部25との衝突が繰り返されることにより、VVT12から異音が生じる状況が発生し得る。

【0073】そこで、本実施形態では、このような異音の発生を回避するために、ロックピン33における第2受圧面33dの面積S_{A2}及びスプリング35の付勢力F1を以下のように設定している。

10 【0074】即ち、ペーン体19が最遅角位置に達して、ロック機構49が規制状態となるときの前記油空間13内の油圧を「P_{A2}」とすると、スプリング35の付勢力F1と第2受圧面33dに作用する油圧P_{A2}に基づく付勢力(P_{A2} \cdot S_{A2})とが等しいことから、この油圧P_{A2}は次式のように表される。

【0075】 $P_{A2} = F_1 / S_{A2} \quad \dots (1)$
尚、ロックピン33の第1受圧面33cにも第1油圧室30内の油圧と等しい油圧が作用するが、第1油路80がオイルパンに接続されており、この油圧は油空間13の油圧P_{A2}と比べて極めて小さいことから、上式(1)においては考慮していない。

【0076】一方、カムシャフト11の駆動トルクが負トルクのピーク値P_{K2}となったときに、前述したようなペーン24の揺動を阻止するためには、第2油圧室31の油圧P_{B2}が以下の式を満たす大きさである必要がある。

【0077】

30※ラボス23の外周面までの長さである。

【0078】ここで、油空間13内の油圧P_{A2}と第2油圧室31の油圧P_{B2}とは、両者13, 31が連通されていることから略等しい($P_{A2} = P_{B2}$)。このため、上記各式(1), (2)より、第2受圧面33dの面積S_{A2}及びスプリング35の付勢力F1は以下のように表される。

【0079】

40 F1/S_{A2} > 2 \cdot P_{K2}/[N \cdot S_{B2} \cdot (R_1 + R_2)] \quad \dots (3)

ペーン24の揺動を確実に阻止することができ、この揺動に起因した異音の発生等を防止することができる。

【0081】更に、本実施形態では、ペーン体19が最遅角位置に配置されたときに、ロック機構49が規制状態に移行できるようにしている。従って、各油圧室30, 31内の油圧が減少してペーン24の位置を制御できなくなった場合には、ペーン体19はカムシャフト11の駆動トルクにより相対回転して最遅角位置に達する。そして、ロック機構49により同ペーン体19とハウジング16との相対回転が規制される。

【0082】例えば、本実施形態とは異なり、ペーン体19が最進角位置に配置されたときに、ロック機構49

が規制状態に移行できるようにした構成を採用した場合には、例えば、第1油圧室30内にスプリング等の付勢部材を設け、各油圧室30, 31の油圧が減少した場合に、この付勢部材によってベーン体19を強制的に進角方向に相対回転させる必要がある。

【0083】この点、本実施形態によれば、上記のような付勢部材の追加による構成の複雑化を招くことなく、ハウジング16及びベーン体19の相対回転を速やかに且つ確実に規制することができる。

【0084】ところで、前述したエンジン停止時以外にも、カムシャフト11のトルク変動に起因した異音の発生が懸念される状況がある。例えば、エンジンの始動時において、ベーン体19が最遅角位置にある状態から、同ベーン体19を進角方向に相対回転させる際にも、前記トルク変動に起因したベーン体19の揺動が発生する可能性がある。

【0085】即ち、エンジン始動時においては、OCVがエンジン停止時と同じ状態に保持されており、第2油路81はオイルポンプに接続され、第1油路80はオイルパンに接続されている。従って、第2油路81を通じて第2油圧室31には油が供給されるため、第2油路81及び第2油圧室31内は油によって満たされた状態となる。この状態から、吸気バルブ77のバルブタイミングを早める場合、まず、OCVが制御されることによって、第1油路80がオイルポンプに接続され、第2油路81がオイルパンに接続される。

【0086】ここで、エンジンの運転を停止してから長時間が経過している場合には、第1油路80、第1油圧室30、油路54、油溝55、油穴43内の油は殆どオイルパンに戻されており、これら各部80, 30, 54, 43の内部は油によって満たされていないことがある。

*

$$PK1 < N \cdot PB1 \cdot SB1 \cdot (R1 + R2) / 2 \quad \dots (4)$$

上式(4)において、右辺は第1油圧室30の油圧によりベーン体24に対して進角方向に作用するトルクである。上式(5)において、「SB1」はベーン24の第1油圧室30に面する側面の面積である。

【0092】ここで、油穴43内の油圧PA1と第1油圧室30の油圧PB1とは、両者43, 30が連通され※

$$F1 / SA1 > 2 \cdot PK1 / [N \cdot SB1 \cdot (R1 + R2)] \quad \dots (5)$$

本実施形態では、上式(6)を満たすように、第1受圧面33cの面積SA1及びスプリング35の付勢力F1を設定するようにしている。従って、第1油圧室30の油圧が上昇し、その油圧によりベーン24の揺動を阻止するうえで十分な大きさになったときに、ロック機構49が解除状態となる。

【0094】従って、本実施形態によれば、エンジンの始動後に吸気バルブ77のバルブタイミングを早める場合において、第1油圧室30の油圧が十分な大きさにまで増加しない間は、ロック機構49を規制状態とするこ

* 【0087】従って、このような状態から第1油圧室30に油を供給する場合には、同油圧室30内の油圧は極めて低い状態から上昇することになる。ここで、第1油圧室30の油圧が十分な大きさにまで増加する前にロック機構49が規制状態から解除状態に移行すると、カムシャフト11の駆動トルクが正トルクとなったときに、ベーン体19が一時的に遅角方向に相対回転することとなる。その結果、吸気バルブ77のバルブタイミングが変動したり、或いは、ベーン24が揺動して同ベーン24と凸部25とが衝突を繰り返し異音が発生したりする状況となり得る。

【0088】そこで、本実施形態では、このようなバルブタイミングの変動や異音の発生を回避するために、ロックピン33における第1受圧面33cの面積SA1及びスプリング35の付勢力F1を以下のように設定している。

【0089】即ち、ロック機構49が解除状態となるときの前記油穴43内の油圧を「PA1」とすると、この油圧PA1は次式のように表される。

$$PA1 = F1 / SA1 \quad \dots (4)$$

尚、ロックピン33の第2受圧面33dにも第2油圧室31内の油圧と等しい油圧が作用するが、第2油路81がオイルパンに接続されており、この油圧は油穴43内の油圧PA1と比べて極めて小さいことから、上式(4)においては考慮していない。

【0090】一方、カムシャフト11の駆動トルクが正トルクのピーク値PK1となったときに、前述したようなベーン24の揺動を阻止するためには、第1油圧室30の油圧PB1が以下の式を満たす大きさである必要がある。

【0091】

$$PK1 < N \cdot PB1 \cdot SB1 \cdot (R1 + R2) / 2 \quad \dots (5)$$

※ていることから略等しい($PA1 = PB1$)。このため、上記各式(4), (5)より、第1受圧面33cの面積SA1及びスプリング35の付勢力F1は以下のように表される。

【0093】

$$F1 / SA1 > 2 \cdot PK1 / [N \cdot SB1 \cdot (R1 + R2)] \quad \dots (6)$$

とによってベーン24の揺動を確実に阻止することができ、この揺動に起因した異音の発生や、バルブタイミング制御性の悪化を防止することができる。

【0095】更に、本実施形態におけるロック機構49では、ロックピン33の各受圧面33c, 33dにそれぞれ各油圧室30, 31の油圧を作用させることにより、同ロック機構29の規制状態と解除状態とを切り替えるようにしている。従って、本実施形態によれば、例えば、ロックピン33の位置を電磁ソレノイド等のアクチュエータによって変更することにより、ロック機構4

9の規制状態及び解除状態を切り替えるようにした構成と比較して、ロック機構49における構成の簡素化を実現することができ、ひいてはVVT12の低コスト化を図ることができる。

【0096】〔第2の実施形態〕次に、本発明を具体化した第2の実施形態について説明する。尚、上記第1の実施形態と同等の機能を有する部材については、同一の符号を付すとともにその説明を省略する。

【0097】本実施形態は、吸気カムシャフト11に換えて前述した排気カムシャフト70にVVT12を設けるようにしている点、及び、第2油圧室31内にベーン体19を進角方向に付勢するためのスプリングを設けている点が上記第1の実施形態と異なっている。

【0098】即ち、図7に示すように、排気カムシャフト70の先端側にはVVT12が設けられており、同VVT12によって排気バルブ78のバルブタイミングが変更されるようになっている。一方、吸気カムシャフト70の先端側には、駆動ギア74が設けられており、同ギア74は、VVT12の被動ギア17に噛合されている。また、吸気カムシャフト11の基端側にはブーリ71が設けられ、同ブーリ71はタイミングベルト72を介してクランクシャフト(図示略)に駆動連結されている。

【0099】図8は、図3の一部に相当する部分を拡大して示すVVT12の断面図である。尚、本実施形態において、ハウジング16及び前記被動ギア17は同図に矢印Sで示すように反時計回りに回転する。また、凹部26内においてベーン24の両側にはそれぞれ第1油圧室90及び第2油圧室91が形成されている。被動ギア17の回転方向と逆方向(以下、この方向を本実施形態における「遅角方向」と定義する)の側に位置する第1油圧室90には、排気バルブ78のバルブタイミングを早める際に油が供給される。被動ギア17の回転方向と同方向(以下、この方向を本実施形態における「進角方向」と定義する)の側に位置する第2油圧室91には、同バルブタイミングを遅らせる際に油が供給される。

【0100】このように、本実施形態では、第1の実施形態において第1油圧室30に相当する空間により第2油圧室91が構成され、同じく第1の実施形態において第2油圧室31に相当する空間により第1油圧室90が^{*40}

$$F1/S A1 > 2 \cdot (P K4 + T1) / [N \cdot S B4 \cdot (R1 + R2)] \quad \dots \quad (7)$$

$$F1/S A2 > 2 \cdot (P K3 - T1) / [N \cdot S B3 \cdot (R1 + R2)] \quad \dots \quad (8)$$

ここで、「SB4」は、ベーン24の第2油圧室91に面する側面の面積であり、「SB3」は、ベーン24の第1油圧室90に面する側面の面積である。また、「PK4」は、排気カムシャフト70のトルク変動における負トルク側のピーク値(吸気カムシャフト11においては前記ピーク値PK2に相当する)であり、「PK3」は、正トルク側のピーク値(吸気カムシャフト11においては前記ピーク値PK1に相当する)である。更に、

10 *構成されている。第1油圧室90に対しては、第1の実施形態における第2油路81と同様の構成を有した第1油路(図示略)を介して油の給排が行われ、第2油圧室91に対しては、第1の実施形態における第1油路80と同様の構成を有した第2油路(図示略)を介して油の給排が行われるようになっている。

【0101】更に、本実施形態のVVT12においても、第1の実施形態と同様の構成(図4及び図5参照)を有したロック機構49が設けられている。尚、本実施形態において、油穴43は、油溝55、油路54を介して第2油圧室91に連通されており、ロックピン33の第1受圧面33cには第2油圧室91内の油圧が作用する。一方、油空間13は油路59を介して第1油圧室90に連通されており、ロックピン33の第2受圧面33dには第1油圧室90内の油圧が作用する。

【0102】また、本実施形態におけるロック機構49は、第1の実施形態とは異なり、ベーン体19が進角方向に相対回転して、各ベーン24が各凸部25に当接した状態となる位置、即ち、最進角位置に達したときに、前記規制状態に移行可能である。従って、図4及び図5に示す係止孔34は、側板18においてベーン体19が最進角位置に達したときにロックピン33が嵌入可能な位置に形成され、油穴43は被動ギア17の先端面において、この係止孔34と対向する位置に形成されている。

【0103】また、本実施形態では、図8に示すように、各第1油圧室90内にはスプリング93がそれぞれ設けられている(同図ではその一つを示す)。各スプリング93の両端は、ベーン24及び凸部25の側面に形成された各凹部24a、25aにて固定されている。このスプリング93はベーン24を第2油圧室91側に付勢することにより、ベーン体19を前記進角方向に相対回転させる機能を有している。

【0104】更に、本実施形態におけるロック機構においても、第1の実施形態と同様にベーン24の揺動を抑制するための構成が採用されている。即ち、第1受圧面33cの面積SA1、第2受圧面33d、及びスプリング35の付勢力F1はそれぞれ以下の式(7)、(8)を満たすように設定されている。

【0105】

$$F1/S A1 > 2 \cdot (P K4 + T1) / [N \cdot S B4 \cdot (R1 + R2)] \quad \dots \quad (7)$$

$$F1/S A2 > 2 \cdot (P K3 - T1) / [N \cdot S B3 \cdot (R1 + R2)] \quad \dots \quad (8)$$

「T1」はベーン体19が最進角位置に達したときに、前記スプリング93により同ベーン体19に対して進角方向に作用するトルクである。

【0106】また、正トルクとは、排気カムシャフト70を遅角方向に回転させるように作用するトルクであり、負トルクとは、同シャフト70を進角方向に回転させるように作用するトルクである。

【0107】尚、上式(7)、(8)は第1の実施形態

にて説明した各式(3), (6)と略同様に導出できるため、その説明を省略する。以上のように構成された本実施形態によれば、上記第1の実施形態と同様、トルク変動に起因したベーン24の揺動がロック機構49により確実に阻止されるため、バルブタイミング制御における制御性の悪化や、ベーン24と凸部25との衝突を繰り返すことによる異音の発生を回避することができる。

【0108】更に、本実施形態によれば、エンジンが停止する際に、以下のようにしてベーン体19が最進角位置に保持される。即ち、エンジンが停止される際には、前記OCVが制御されることにより、第1油路がオイルポンプに接続されるとともに、第2油路がオイルパンに接続される。従って、ベーン体19は第1油圧室90の油圧によって進角方向に相対回転しようとする。

【0109】更に、ベーン体19にはこの第1油圧室90の油圧に加え、前記スプリング93から同ベーン体19を進角方向に相対回転させる回転力が作用する。従って、オイルポンプの吐出量が減少して第1油圧室90内の油圧が減少しても、ベーン体19は、排気カムシャフト70の駆動トルクによって遅角方向に相対回転することはない。

【0110】このように、ベーン体19は、進角方向に相対回転することによって最進角位置に達する。そして、第1油圧室90内の油圧が更に減少すると、ロックピン33が係止孔34内に嵌入して、ロック機構49が規制状態となる。その結果、ハウジング16とベーン体19との相対回転が規制され、吸気バルブ77のバルブタイミングが最も早められた状態に保持されることとなる。

【0111】ここで、エンジンの良好な始動性を確保するためには、吸気バルブ77及び排気バルブ78が同時に開弁している期間、即ち、バルブオーバラップが少ないことが望ましい。即ち、エンジンの始動時においてバルブオーバラップが大きいと、いわゆる吹き返し現象が発生して吸気の体積効率が低下してしまい、良好な始動性が確保できないからである。

【0112】この点、本実施形態では、エンジンの停止時において、排気バルブ78のバルブタイミングが最も早められ、バルブオーバラップが最も少ない状態に保持されるとともに、その状態でエンジンの始動が開始される。従って、本実施形態によれば、上記のような吹き返し現象の発生を防止して、エンジンの始動性を向上させることができる。

【0113】尚、以上説明した各実施形態は、以下のように構成を変更して実施することができる。

・上記第1の実施形態では、吸気カムシャフト11に設けられたVVT12により吸気バルブ77のバルブタイミングを変更するようにした。これに対して、図9に示すように、排気カムシャフト70にVVT12を設け、同VVT12により吸気バルブ77のバルブタイミング

を変更することもできる。

【0114】・上記各実施形態において、ロック機構49はスプリング35による付勢力と各受圧面33c, 33dに作用する油圧に応じて前記規制状態と解除状態とを切り替えるようしている。これに対して、第1、第2油路80, 81の途中に圧力センサをそれぞれ配設し、これら各センサの検出結果に基いて例えば電磁ソレノイドでロックピン33を駆動させようとしてもよい。

10 【0115】・上記第1の実施形態では、ロック機構49が規制状態となってハウジング16及びベーン体19の相対回転が規制され、ベーン体19の位置が最進角位置に固定されるが、同ベーン体19が固定される位置は必ずしも最進角位置に限定されない。即ち、ベーン体19が固定される位置は、側板17に形成される係止孔34の位置を変更することにより、エンジンの始動時における吸気バルブ77のバルブタイミングが最適となるよう適宜変更することができる。

20 【0116】また、第2の実施形態のように、排気バルブのバルブタイミングを変更する場合も同様に、ベーン体19が固定される位置は必ずしも最進角位置に限定されない。

【0117】・上記各実施形態では、ベーン体19に4つのベーン24が形成される構成を採用した。これに対して、同ベーン24を3つ以下、或いは5つ以上有した構成とすることもできる。ベーン24の数を上記各実施形態より少なくした場合には、前記油路80, 81の構成を簡略化することができ、上記実施形態より多くした場合には、ベーン19に対してより大きな回転トルクを付与することができる。

30 【0118】・上記第1の実施形態では、VVT12の被動ギア17を排気カムシャフト70を介してクラランクシャフトに駆動連結するようにした。これに対して、例えば、この被動ギア17をカムブーリやスプロケットに変更するとともに、これらブーリ或いはスプロケットをタイミングベルト或いはタイミングチェーンを介してクラランクシャフトに駆動連結するようとしてもよい。

【0119】・上記各実施形態では、吸気バルブ77及び排気バルブ78の一方のバルブタイミングを変更するようしている。これに対して、VVT12を吸気カムシャフト11及び排気カムシャフト70の双方に設け、吸気バルブ及び排気バルブの双方のバルブタイミングをそれぞれ変更するようとしてもよい。

【0120】上記各実施形態から把握できる技術的思想について以下にその効果とともに記載する。

・請求項1に記載した内燃機関のバルブタイミング可変機構において、相対回転規制手段は、前記圧力室内における流体圧が作用する受圧面を有し、前記ハウジング及び前記ベーン体の一方に配設された可動部材と、前記ハウジング及び前記ベーン体の他方に配設され、前記可動

部材を係止可能な係止凹部とを備え、前記受圧面に作用する流体圧によって前記可動部材を移動させることにより、同可動部材が前記係止凹部に係止された規制状態と、同可動部材が前記係止凹部から離脱した解除状態とを切り替えるものであることを特徴とする。

【0121】このような構成によれば、圧力室内における流体圧の変化に応じて、ハウジング及びペーン体の相対回転が規制された規制状態と、同相対回転が許容された解除状態とを容易に切り替えることができる。

【0122】

【発明の効果】請求項1記載の発明では、圧力室内の流体圧が、カムシャフトのトルク変動に起因した収容部内におけるペーンの位置変動を阻止可能な所定圧以上になったときに、相対回転規制手段による規制状態を解除して、ハウジング及びペーン体の相対回転を許容するようしている。

【0123】従って、圧力室内の流体圧によりカムシャフトのトルク変動に起因した収容部内におけるペーンの位置変動を阻止することができない場合には、相対回転規制手段が規制状態となってハウジング及びペーン体の相対回転が規制される。一方、相対回転規制手段がハウジング及びペーン体の相対回転を許容する解除状態に移行した場合には、圧力室の流体圧によってカムシャフトのトルク変動に起因した収容部内におけるペーンの位置変動が阻止される。

【0124】その結果、本発明によれば、圧力室における流体圧が低下した場合であっても、カムシャフトのトルク変動に起因してハウジング及びペーン体が相対的に回転してしまうことを防止することができる。

【0125】請求項2に記載した発明では、相対回転規制手段が規制状態となったときに、ハウジング及びペーン体の相対的な位置関係を最変位状態に保持する一方で、圧力室の流体圧がペーンの移動を阻止可能な所定圧以上になったときに、同相対回転規制手段を規制状態から解除状態に移行させるようしている。

【0126】従って、相対回転規制手段が解除状態になったときには、カムシャフトのトルク変動に起因した収容部内におけるペーンの位置変動が、同収容部の内壁に対する同ペーンの当接、及び圧力室の流体圧によって阻止される。

【0127】その結果、本発明によれば、特に、相対回転規制手段が規制状態から解除状態に移行した場合において、カムシャフトのトルク変動に起因したハウジング及びペーン体の相対回転を確実に抑制することができる。

【0128】請求項3記載の発明では、カムシャフトによって開閉されるバルブのバルブタイミングが最も遅れた状態となる最遅角状態でハウジング及びペーン体の相

対回転を相対回転規制手段により規制するようしている。

【0129】従って、圧力室の流体圧が低下して、同流体圧により収容部内におけるペーンの位置を制御できなくなった場合には、ハウジング及びペーン体は相対回転して最遅角状態となり、両者の相対回転が相対回転規制手段により規制される。

【0130】その結果、本発明によれば、請求項2に記載した発明の効果に加えて、圧力室の流体圧が低下した場合に、ハウジング及びペーン体の相対回転を速やかに且つ確実に規制することができる。

【0131】請求項4記載の発明では、ハウジング或いはペーン体に駆動連結されるカムシャフトとして排気カムシャフトを選択するとともに、収容部とペーンとの間には、同ペーンを収容部の内壁側に常時付勢することにより、ハウジング及びペーン体を排気バルブのバルブタイミングが早められるように相対回転させる付勢手段を備え、更に、排気バルブのバルブタイミングが最も早められた最進角状態でハウジング及びペーン体の相対回転を相対回転規制手段により規制するようしている。

【0132】従って、内燃機関の停止に伴って排気バルブのバルブタイミングは最進角状態に保持される。その結果、本発明によれば、請求項2に記載した発明の効果に加えて、バルブオーバラップが短縮された状態で内燃機関を始動させることができ、その始動性を向上させることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】第1の実施形態におけるVVTの構成を示す断面図。

【図2】カムシャフト及びVVTの配置を示す断面図。

【図3】図1の3-3線に沿った断面図。

【図4】ロック機構の規制状態を示す断面図。

【図5】ロック機構の解除状態を示す断面図。

【図6】カムシャフトにおける駆動トルクの変動を示すグラフ。

【図7】第2の実施形態におけるカムシャフト及びVVTの配置を示す断面図。

【図8】VVTの一部を拡大して示す断面図。

【図9】VVTの配置様態の変更例を示す断面図。

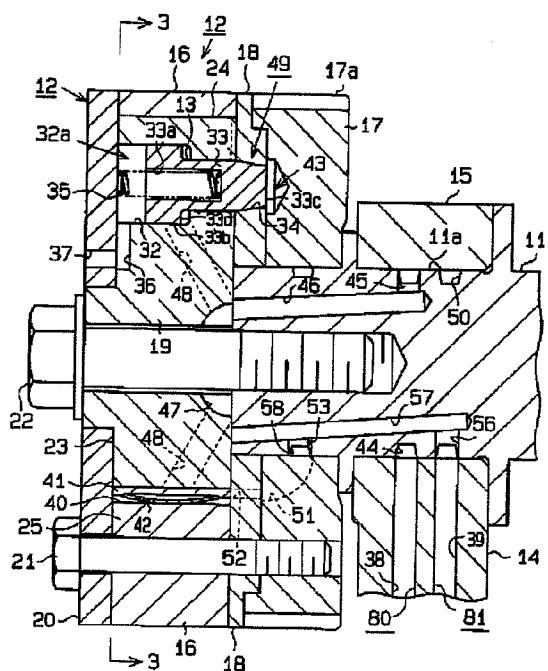
【図10】従来におけるVVTを示す断面図。

【図11】図10の11-11に線に沿った断面図。

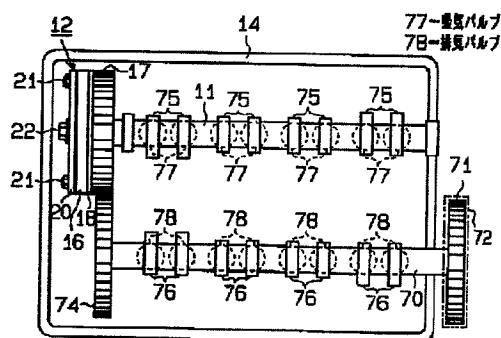
【符号の説明】

1 1…吸気カムシャフト、1 6…ハウジング、1 9…ペーン体、2 4…ペーン、2 6…凹部、3 0、3 1…油圧室、3 2…貫通孔、3 3…ロックピン、3 4…係止孔、3 5…スプリング、3 2…貫通孔、4 9…ロック機構、7 0…排気カムシャフト、7 7…吸気バルブ、7 8…排気バルブ、9 3…スプリング。

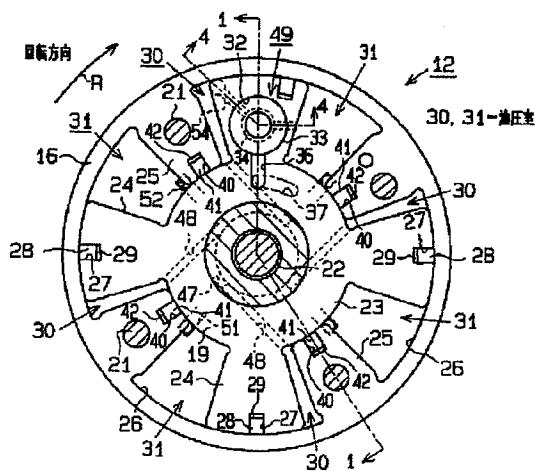
【図1】



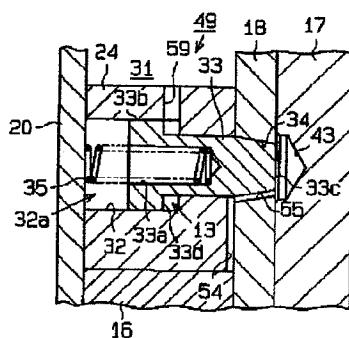
【図2】



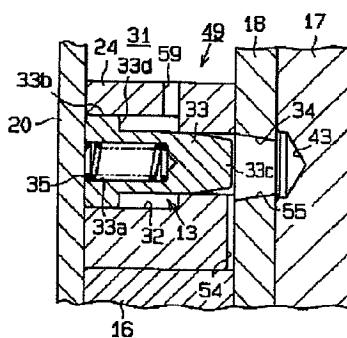
【図3】



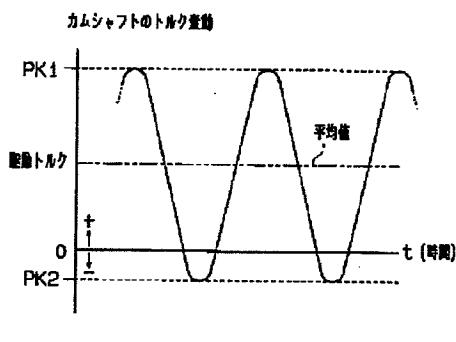
【図4】



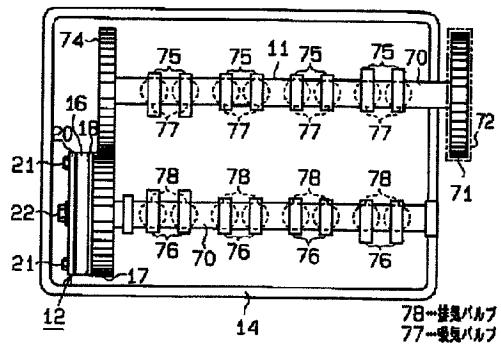
【図5】



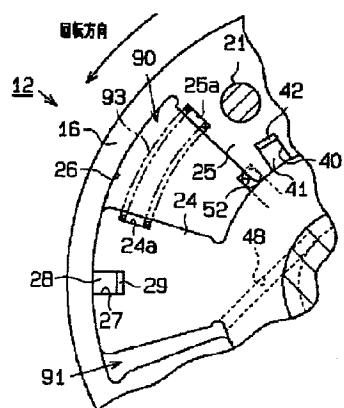
【図6】



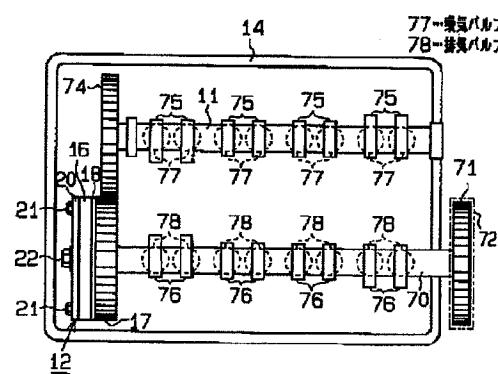
[図7]



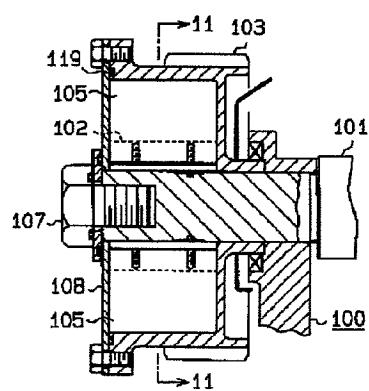
【図8】



[图9]



【图10】



[图 11]

